

Attorney Docket # 4452-618

Express Mail #EV370153426US
Patent

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

In re Application of
Christoph SASSE et al.
Serial No.: n/a
Filed: concurrently
For: Torsional Vibration Damper

LETTER TRANSMITTING PRIORITY DOCUMENTS

Mail Stop **Patent Application**
Commissioner for Patents
P.O. Box 1450
Alexandria, VA 22313-1450

SIR:

In order to complete the claim to priority in the above-identified application under
35 U.S.C. §119, enclosed herewith is the certified documentation as follows:

German Application No. **103 15 567.8**, filed on April 05, 2003,
German Application No. **103 50 297.1**, filed on October 28, 2003, and
German Application No. **103 58 901.5**, filed on December 16, 2003,
upon which the priority claim is based.

Respectfully submitted,
COHEN, PONTANI, LIEBERMAN & PAVANE

By



F. Brice Faller
Reg. No. 29,532
551 Fifth Avenue, Suite 1210
New York, New York 10176
(212) 687-2770

Dated: April 2, 2004

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND



Prioritätsbescheinigung über die Einreichung einer Patentanmeldung

Aktenzeichen: 103 15 567.8

Anmeldetag: 05. April 2003

Anmelder/Inhaber: ZF Sachs AG, Schweinfurt/DE

Bezeichnung: Torsionsschwingungsdämpfer

IPC: F 16 H, F 16 F

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.

München, den 9. Dezember 2003
Deutsches Patent- und Markenamt
Der Präsident
Im Auftrag

Ebert

Torsionsschwingungsdämpfer

5

Beschreibung

10

Die Erfindung bezieht sich auf einen Torsionsschwingungsdämpfer an einer Überbrückungskupplung einer hydrodynamischen Kupplungsanordnung entsprechend dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

Ein solcher Torsionsschwingungsdämpfer ist beispielsweise aus der DE 39 34 798 A1, Fig. 3 bekannt. Die hydrodynamische Kupplungsanordnung, als Drehmomentwandler realisiert, ist mit einer Überbrückungskupplung ausgebildet, deren Kolben an seiner dem Kupplungsgehäuse zugewandten Seite mit einer Reibfläche versehen ist, über welche er mit einer Gegenreibfläche in Reibverbindung bringbar ist. Die Überbrückungskupplung stellt eine Wirkverbindung zwischen dem Kupplungsgehäuse und dem Torsionsschwingungsdämpfer her, indem eine radial äußere Nabenscheibe des letztgenannten drehfest, aber axial verschiebbar, am Kolben angreift. Die radial äußere Nabenscheibe ist als antriebsseitiges Übertragungselement des Torsionsschwingungsdämpfers wirksam und bildet gemeinsam mit ersten Energiespeichern und mit als Zwischen-Übertragungselement des Torsionsschwingungsdämpfers dienenden Deckblechen eine antriebsseitige Koppelvorrichtung. Die Deckbleche, die axial zueinander beabstandet sind, bilden ihrerseits zusammen mit zweiten Energiespeichern und mit einer radial inneren Nabenscheibe, die Teil eines abtriebsseitigen Übertragungselementes ist, eine abtriebsseitige Koppelvorrichtung. Die radial innere Nabenscheibe ist hierbei ebenso wie die radial äußere Nabenscheibe jeweils axial zwischen den Deckblechen angeordnet. Das an-

triebsseitige Übertragungselement weist ebenso wie das Zwischen-Übertragungselement und das abtriebsseitige Übertragungselement jeweils Ansteuererelemente für die Energiespeicher auf.

- 5 Die Nabenscheibe des abtriebsseitigen Übertragungselementes ist in ihrem radial inneren Bereich über eine Verzahnung mit einem Haltebügel drehfest, aber axial verschiebbar, verbunden, der ebenfalls Teil des abtriebsseitigen Übertragungselementes ist. Dieser ist an einer Turbinenradnabe befestigt, welche außerdem einen Turbinenradfuß des Turbinenrades fest aufnimmt. Die Turbinenradnabe kann über
10 eine Verzahnung mit einem abtriebsseitigen Bauteil der hydrodynamischen Kupplungsanordnung, wie mit einer Getriebeeingangswelle, in drehfester Verbindung stehen.

- Der Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs kann, bei Betrachtung als freies Schwingungssystem mit einer hydrodynamischen Kupplungsanordnung, grob auf sechs
15 Massen reduziert werden, wobei der Antrieb mit einem Pumpenrad als erste Masse, das Turbinenrad als zweite Masse, die Getriebeeingangswelle als dritte Masse, die Kardanwelle und das Differential als vierte Masse, die Räder als fünfte Masse und das Gesamtfahrzeug als sechste Masse angenommen werden. Bei einem freien
20 Schwingungssystem mit n Massen, hier also sechs Massen, treten bekanntermaßen $n-1$ Eigenfrequenzen, mithin also fünf Eigenfrequenzen, auf, von denen die erste die Rotation des gesamten Schwingungssystems betrifft und im Hinblick auf Schwingungsdämpfung nicht relevant ist. Die Drehzahlen, bei welchen die Eigenfrequenzen angeregt werden, sind von der Zylinderzahl des als Brennkraftmaschine ausgebilde-
25 ten Antriebs abhängig. In Fig. 3 ist schematisch ein Diagramm zur logarithmischen Darstellung des Amplitudenfrequenzganges am Turbinenrad einer hydrodynamischen Kupplungsanordnung abgebildet.

- Zugunsten eines möglichst geringen Kraftstoffverbrauchs besteht die Tendenz, eine
30 Überbrückungskupplung schon bei sehr niedriger Drehzahl zu schließen, um schlupfbedingte Verluste im hydrodynamischen Kreis so gering wie möglich zu hal-

ten. Für die Überbrückungskupplung bedeutet dies, dass sie bei einer Frequenz geschlossen wird, die zwar oberhalb der ersten und zweiten Eigenfrequenz EF 1 und EF 2, aber noch unterhalb der dritten und vierten Eigenfrequenz EF 3 und EF 4 liegt. Während die ersten beiden Eigenfrequenzen EF 1 und EF 2 im hydrodynamischen Kreis der hydrodynamischen Kupplungsanordnung dämpfbar sind, kann der Antriebsstrang beim Durchfahren der dritten und vierten Eigenfrequenz EF 3 und EF 4 zu unerwünschten Geräuschen angeregt werden, wobei insbesondere die dritte Eigenfrequenz EF 3 noch sehr große Amplituden haben kann.

Zurückkommend auf die DE 39 34 798 A1, weist der Torsionsschwingungsdämpfer gemäß Fig. 3 zwei in Reihe geschaltete Koppelvorrichtungen auf, von denen sich die antriebsseitige an einem Bauteil der Überbrückungskupplung, hier durch den Kolben gebildet, und die abtriebsseitige an einem abtriebsseitigen Bauteil der hydrodynamischen Kupplungsanordnung, wie einer Getriebeeingangswelle, abstützt. Trotz zweier Koppelvorrichtungen ist der Torsionsschwingungsdämpfer somit einerseits wirkungsmäßig mit einem Torsionsschwingungsdämpfer vergleichbar, der lediglich über eine einzelne Koppelvorrichtung zwischen seinem Antriebs- und seinem Abtriebsteil verfügt, und andererseits wirkt dieser Torsionsschwingungsdämpfer wegen der drehfesten Verbindung seines abtriebsseitigen Übertragungselementes mit dem Turbinenrad als „Standarddämpfer“, wie er in Fachkreisen häufig bezeichnet ist.

Ein Standarddämpfer bietet zwar die Möglichkeit einer Dämpfung der Amplituden der als störend empfundenen dritten und vierten Eigenfrequenz EF 3 und EF 4 gleichermaßen, er ist allerdings nicht dazu befähigt, insbesondere die dritte Eigenfrequenz EF 3 soweit zu reduzieren, dass von ihr keine störende Wirkung mehr ausgeht.

In der DE 195 14 411 A1 ist in Fig. 1 eine Überbrückungskupplung dargestellt, bei welcher ein Torsionsschwingungsdämpfer durch sein antriebsseitiges Übertragungselement mit einer Turbinenradnabe einer hydrodynamischen Kupplungsan-

ordnung und durch sein abtriebsseitiges Übertragungselement mit einem abtriebsseitigen Bauteil dieser Kupplungsanordnung, bekanntermaßen als Getriebeeingangswelle ausgebildet, wirkverbunden ist. Derartige Torsionsschwingungsdämpfer, bei denen eine Relativdrehbarkeit zwischen dem abtriebsseitigen Übertragungselement und dem Turbinenrad besteht, werden in Fachkreisen als „Turbinendämpfer“ bezeichnet und haben folgende Eigenschaft:

Durch Direktverbindung des abtriebsseitigen Übertragungselementes des Torsionsschwingungsdämpfers mit der Getriebeeingangswelle wirkt die zudem mit Energiespeichern und dem antriebsseitigen Übertragungselement versehene Koppelvorrichtung als in Reihe geschaltet mit der torsionselastischen Getriebeeingangswelle. Da die Steifigkeit der Koppelvorrichtung allerdings sehr viel geringer ist als diejenige der Getriebeeingangswelle, ergibt sich eine Gesamtsteifigkeit, bei welcher die Getriebeeingangswelle als sehr weich anzusehen ist. Dies hat eine sehr gute Entkopplung zur Folge.

Hinsichtlich der Eigenfrequenzen im Antriebsstrang wirkt sich die größere Weichheit der Getriebeeingangswelle derart aus, dass die dritte und vierte Eigenfrequenz FE 3 und FE 4 zwar im Vergleich zu einem Standarddämpfer größere Amplituden aufweisen, die dritte Eigenfrequenz EF 3 aber bei beträchtlich niedrigeren Drehzahlen auftritt, und zwar bei Drehzahlen in der Größenordnung der zweiten Eigenfrequenz EF 2. Dadurch wirkt sich die dritte Eigenfrequenz EF 3 praktisch nicht mehr aus. Auf die vierte Eigenfrequenz EF 4 kann allerdings kein Einfluss genommen werden, so dass beim Durchfahren des dieser zugeordneten Drehzahlbereiches Geräusche auftreten können.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, einen Torsionsschwingungsdämpfer an einer Überbrückungskupplung einer hydrodynamischen Kupplungsanordnung so auszubilden, dass unerwünschte Geräusche nicht mehr wahrnehmbar sind.

Diese Aufgabe wird durch den Kennzeichenteil des Anspruchs 1 gelöst.

Durch Aufnahme eines Masseelementes an einer Angriffsstelle zwischen zwei Koppelvorrichtungen eines Torsionsschwingungsdämpfers wird dessen Wirkungscharakteristik ungeachtet der Einbausituation in eine hydrodynamische Kupplungsanordnung, wie beispielsweise einen hydrodynamischen Drehmomentwandler oder aber eine Hydrokupplung, grundlegend beeinflusst, wobei als Einbausituation für den Torsionsschwingungsdämpfer im Wesentlichen zwischen einem „Standarddämpfer“ und einem „Turbinendämpfer“ unterschieden wird.

Es sei noch einmal darauf hingewiesen, dass ein „Turbinendämpfer“ an einer Relativdrehbarkeit seines abtriebsseitigen Übertragungselementes gegenüber einem zur Bildung des hydrodynamischen Kreises beitragenden Turbinenrad erkennbar ist. Bevorzugt ist hierbei eine konstruktive Ausführung, bei welcher das abtriebsseitige Übertragungselement des Torsionsschwingungsdämpfers an einer Turbinenradnabe befestigt ist, während das Turbinenrad über einen an seiner Turbinenradschale angeformten Turbinenradfuß drehbar gegenüber der Turbinenradnabe ist.

Im Gegensatz dazu ist bei einem „Standarddämpfer“ das abtriebsseitige Übertragungselement des Torsionsschwingungsdämpfers gegenüber dem Turbinenradfuß drehfest, wobei in einer bevorzugten Ausgestaltung beide Bauteile an der Turbinenradnabe befestigt sind.

Aufgrund der erfindungsgemäßen Aufnahme eines Masseelementes zwischen den beiden Koppelvorrichtungen des Torsionsschwingungsdämpfers wirkt dessen antriebsseitige Koppelvorrichtung als Standarddämpfer, da sie über das antriebsseitige Übertragungselement mit einem Bauteil der Überbrückungskupplung in Wirkverbindung steht, und das für diese Koppelvorrichtung als abtriebsseitiges Bauteil wirksame Zwischen-Übertragungselement mit dem Masseelement verbunden ist, das durch das Turbinenrad, ggf. ergänzt durch eine am Turbinenrad vorgesehene Zusatzmasse, gebildet wird. Ein derartiger Standarddämpfer bewirkt, wie zuvor bereits erläutert worden ist, bei dem in Fig. 3 schematisch in logarithmischer Darstellung abgebilde-

ten Amplitudenfrequenzgang am Turbinenrad einer hydrodynamischen Kupplungsanordnung, sowohl die Amplitude der dritten Eigenfrequenz EF 3 als auch die Amplitude der vierten Eigenfrequenz EF 4 zu senken.

5 Ist nun die abtriebsseitige Koppelvorrichtung dieses Torsionsschwingungsdämpfers mit ihrem abtriebsseitigen Übertragungselement zu einer Relativdrehung gegenüber dem Turbinenrad befähigt, indem beispielsweise dessen Turbinenradfuß an einer das abtriebsseitige Übertragungselement des Torsionsschwingungsdämpfers fest aufnehmenden Turbinenradnabe drehbar angeordnet ist, so ist die abtriebsseitige
10 Koppelvorrichtung als Turbinendämpfer wirksam, der, nachdem durch die als Standarddämpfer geschaltete antriebsseitige Koppelvorrichtung die Eigenfrequenzen EF 3 und EF 4 bereits reduziert sind, die hiervon störendere Eigenfrequenz EF 3 zu einer niedrigeren Drehzahl verlagert, bei welcher diese nicht mehr störend in Erscheinung tritt. Durch die Maßnahme, an einer Angriffsstelle zwischen den beiden Koppelvorrichtungen des Torsionsschwingungsdämpfers das Turbinenrad sowie gegebenenfalls zumindest eine Zusatzmasse an einem Zwischen-Übertragungselement des Torsionsschwingungsdämpfers anzubinden, und außerdem das Turbinenrad abtriebsseitig gegenüber einem abtriebsseitigen Übertragungselement des Torsionsschwingungsdämpfers drehbar anzuordnen, entsteht demnach ein Torsionsschwingungsdämpfer, bei welchem sich, vereint in einer Baueinheit, die funktionellen Vorzüge sowohl eines Standarddämpfers als auch eines Turbinendämpfers aufeinander folgend ergänzen. So gelangt schließlich von den auszufilternden Eigenfrequenzen EF 3 und EF 4 lediglich die weniger störende Eigenfrequenz EF 4 auf ein abtriebsseitiges Bauteil der hydrodynamischen Kupplungsanordnung, wie beispielsweise eine Getriebeeingangswelle, und dies zudem mit reduzierter Amplitude.
25

Ist das am Zwischen-Übertragungselement an einer Angriffsstelle zwischen den beiden Koppelvorrichtungen angreifende Masseelement gemäß einer anderen bevorzugten Ausgestaltung dagegen relativ zum Turbinenrad bewegbar, und statt dessen
30 das Turbinenrad gemeinsam mit dem abtriebsseitigen Übertragungselement des Torsionsschwingungsdämpfers drehfest mit einem abtriebsseitigen Bauteil der hyd-

rodynamischen Kupplungsanordnung verbunden, dann wirkt zwar jede Koppelvorrichtung für sich jeweils als Standarddämpfer, jedoch bewirkt jede der Koppelvorrichtungen aufgrund des Zusammenwirkens mit jeweils einer eigenständigen Masse jeweils eine eigenständige Dämpfung der Eigenfrequenzen EF 3 und EF 4, sodass diese beiden Eigenfrequenzen durch die antriebsseitige Koppelvorrichtung um einen ersten Betrag reduziert werden, und durch die abtriebsseitige Koppelvorrichtung um einen zweiten Betrag. Messungen auf Prüfständen haben ergeben, dass durch Anbindung des Masseelementes an das Zwischen-Übertragungselement die Eigenfrequenzen EF 3 und EF 4 durch die abtriebsseitige Koppelvorrichtung im Wesentlichen um den gleichen Betrag reduzierbar sind wie durch die antriebsseitige Koppelvorrichtung. Damit sind zwar bei dieser Ausführung des Torsionsschwingungsdämpfers noch beide Eigenfrequenzen EF 3 und EF 4 in ihren eigentlichen Drehzahlbereichen vorhanden, werden allerdings aufgrund der extrem starken betragsmäßigen Reduzierung nicht als störend empfunden. Eine derart starke Reduzierung dieser Eigenfrequenzen wäre ohne das zwischen den beiden Koppelvorrichtungen angreifende Masseelement unmöglich, da am Torsionsschwingungsdämpfer das ansonsten lediglich vorhandene Zwischen-Übertragungselement als praktisch massefrei angesehen werden muss.

Um die Wirkung des Masseelementes bei beiden zuvor geschilderten Ausführungen des Torsionsschwingungsdämpfers so stark als möglich zur Geltung kommen zu lassen, ist die jeweilige Zusatzmasse jeweils soweit als möglich radial außen angeordnet. Hierdurch ergibt sich bei Angriff des Turbinenrades am Zwischen-Übertragungselement, dass das Turbinenrad die Zusatzmasse bevorzugt in seinem radial äußeren Bereich aufnimmt, während bei relativ drehbarer Anordnung des Masseelementes gegenüber dem Turbinenrad dieses Masseelement im Wesentlichen durch eine Zusatzmasse gebildet ist, die über eine im Wesentlichen nach radial außen verlaufende, als Träger ausgebildete Anbindung am Zwischen-Übertragungselement befestigt ist. Selbstverständlich kann diese Anbindung axial elastisch ausgebildet sein, was sich bei Einleitung von Taumelbewegungen auf den Torsionsschwingungsdämpfer vorteilhaft auswirken kann.

Abschließend soll ausdrücklich darauf hingewiesen werden, dass die Funktionalität des Torsionsschwingungsdämpfers nicht auf radial übereinander angeordnete Koppelpvorrichtungen angewiesen ist, wie dies bei den nachfolgenden Ausführungsbeispielen dargestellt ist, sondern ebenso auch mit Koppelpvorrichtungen realisiert sein kann, die mit Axialversatz zueinander und/oder in im Wesentlichen gleichen Radialabständen gegenüber einer Drehachse der hydrodynamischen Kupplungsanordnung nebeneinander vorgesehen sind.

10 In weiteren Ansprüchen sind vorteilhafte Weiterbildungen des Torsionsschwingungsdämpfers angegeben, um diesen kompakt gestalten zu können.

Die Erfindung ist anhand von Ausführungsbeispielen näher erläutert. Es zeigt:

15 Fig. 1: die obere Hälfte eines Längsschnittes durch eine hydrodynamische Kupplungsanordnung mit einer Überbrückungskupplung und einem Torsionsschwingungsdämpfer;

Fig. 2: wie Fig. 1, aber mit einer anderen Ausgestaltung des Torsionsschwingungsdämpfers;

20

Fig. 3: ein schematisches Diagramm zur logarithmischen Darstellung des Amplitudenfrequenzganges am Turbinenrad der hydrodynamischen Kupplungsanordnung.

25 In Fig. 1 ist eine hydrodynamische Kupplungsanordnung 1 in Form eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers dargestellt, der um eine Drehachse 3 Rotationsbewegungen auszuführen vermag. Die hydrodynamische Kupplungsanordnung 1 verfügt über ein Kupplungsgehäuse 5, das an seiner einem nicht gezeigten Antrieb, wie beispielsweise einer Brennkraftmaschine, zugewandten Seite einen Gehäuse-

30

deckel 7 aufweist, der fest mit einer Pumpenradschale 9 verbunden ist. Diese geht im radial inneren Bereich in eine Pumpenradnabe 11 über.

Zurückkommend auf den Gehäusedeckel 7, weist dieser im radial inneren Bereich
5 eine einen Lagerzapfen 13 tragende Zapfennabe 12 auf, wobei der Lagerzapfen 13 in bekannter und daher nicht näher dargestellter Weise an einem Element des Antriebs, wie beispielsweise einer Kurbelwelle, zur antriebsseitigen Zentrierung des Kupplungsgehäuses 5 aufgenommen ist. Weiterhin verfügt der Gehäusedeckel 7 über eine Befestigungsaufnahme 15, die zur Befestigung des Kupplungsgehäuses 5
10 am Antrieb dient, und zwar vorzugsweise über die Flexplatte 16. Bezüglich einer zeichnerischen Darstellung der Aufnahme des Lagerzapfens einer hydrodynamischen Kupplungsanordnung in einer Kurbelwelle eines Antriebs sowie einer Anbindung der hydrodynamischen Kupplungsanordnung über eine Flexplatte an die Kurbelwelle wird beispielhaft auf die DE 32 22 119 C1, Fig. 1 verwiesen.

15 Die bereits erwähnte Pumpenradschale 9 bildet zusammen mit Pumpenradschaufeln 18 ein Pumpenrad 17, das mit einem eine Turbinenradschale 21 und Turbinenradschaufeln 22 aufweisenden Turbinenrad 19 sowie mit einem mit Leitradschaufeln 28 versehenen Leitrad 23 zusammenwirkt. Pumpenrad 17, Turbinenrad 19 und Leitrad 23 bilden in bekannter Weise einen hydrodynamischen Kreis 24, der einen In-
20 nentorus 25 umschließt.

Die Leitradschaufeln 28 des Leitrades 23 sind auf einer Leitradnabe 26 vorgesehen, die auf einem Freilauf 27 angeordnet ist. Der Letztgenannte stützt sich über eine
25 Axiallagerung 29 an der Pumpenradnabe 11 axial ab und steht in drehfester, aber axial relativ verschiebbarer Verzahnung 32 mit einer Stützwelle 30, die radial innerhalb der Pumpenradnabe 11 angeordnet ist. Die als Hohlwelle ausgebildete Stützwelle 30 ihrerseits umschließt eine als abtriebsseitiges Bauteil 116 der hydrodynamischen Kupplungsvorrichtung 1 dienende Getriebeeingangswelle 36, die mit einer
30 Mittenbohrung 37 zum Durchgang von Hydraulikflüssigkeit versehen ist. Die Getriebeeingangswelle 36 nimmt über eine Verzahnung 34 eine Turbinenradnabe 33 dreh-

fest, aber axial verschiebbar auf, wobei diese Turbinenradnabe 33 in einem radial äußeren Bereich zur relativ drehbaren Aufnahme eines Turbinenradfußes 31 dient. Die Turbinenradnabe 33 stützt sich einerseits über eine Axiallagerung 35 am bereits genannten Freilauf 27 ab, und kommt andererseits über eine Axiallagerung 44 an der Zapfennabe 12 zur Anlage, die nach radial innen über eine Abdichtung 38 gegenüber der Getriebeeingangswelle 36 abgedichtet ist.

Die bereits erwähnte Mittenbohrung 37 in der Getriebeeingangswelle 36 dient zur Versorgung des hydrodynamischen Kreises 24 sowie zur Druckbeaufschlagung einer noch zu erläuternden Überbrückungskupplung 48, wozu eine Verbindung mit einer Steuervorrichtung und einem Hydraulikflüssigkeitsvorrat erforderlich ist. Weder die Steuervorrichtung noch der Hydraulikflüssigkeitsvorrat sind zeichnerisch dargestellt, können aber der Fig. 1 der DE 44 23 640 A1 entnommen werden und sind daher als inhaltlich in die jetzt vorliegende Patentanmeldung aufgenommen zu betrachten.

Über die Mittenbohrung 37 der Getriebeeingangswelle 36 eingeströmte Hydraulikflüssigkeit gelangt in einen Übergangsraum 40 und von diesem über Kanäle 46 der als Strömungsdurchlass 42 dienenden Zapfennabe 12 nach radial außen in eine Kammer 50, die axial zwischen dem Gehäusedeckel 7 und einem Kolben 54 der bereits erwähnten Überbrückungskupplung 48 angeordnet ist. Dieser zentrisch zum Gehäusedeckel 7 angeordnete Kolben 54 ist mit seiner von der Kammer 50 abgewandten Seite dem hydrodynamischen Kreis 24 zugewandt und in Abhängigkeit von den Druckverhältnissen im hydrodynamischen Kreis 24 sowie in der Kammer 50 zum Ein- oder Ausrücken der Überbrückungskupplung 48 zwischen zwei unterschiedlichen Grenzstellungen bewegbar. Der Kolben 54 ist mittels eines auf der Zapfennabe 12 gelagerten Kolbenfußes 56 axial verschiebbar, wobei eine in der Zapfennabe 12 eingelassene Kolbendichtung 58 ihre Abdichtfunktion gegenüber dem Kolbenfuß 56 wahrnimmt. Der Kolben 54 ist über Tangentialblattfedern 59 an einer Aufnahmevorrichtung 60 angebunden, die an der Zapfennabe 12 befestigt ist. Die Tangentialblatt-

federn 59 halten den Kolben 54 unter Vorspannung in Bezug zu einer nachfolgend beschriebenen Lamelle 65.

Die Lamelle 65 ist axial zwischen dem Wandlerdeckel 7 und dem Kolben 54, im radial äußeren Bereich des Letztgenannten, angeordnet und verfügt über einen Reibbelagträger 66 sowie beidseits an demselben aufgenommene Reibbeläge 68, wobei durch jeden Reibbelag 68 je ein Reibbereich 69 bereitgestellt wird, der mit je einem Gegenreibbereich 70 am Gehäusedeckel 7 oder am Kolben 54 zusammenwirkt. Der Reibbelagträger 66 ist an seinem Außenumfang - in Umfangsrichtung gesehen - mit Verzahnungen 72 versehen, die mit Gegenverzahnungen 74 eines antriebsseitigen Übertragungselementes 78 eines Torsionsschwingungsdämpfers 80 verbunden sind. Der Reibbelagträger 66 und damit die Lamelle 65 steht über die Verzahnungen 72/Gegenverzahnungen 74 in drehfester, aber axial relativ bewegbarer Verbindung zum antriebsseitigen Übertragungselement 78 des Torsionsschwingungsdämpfers 80.

Das antriebsseitige Übertragungselement 78 verfügt über einen sich im Wesentlichen radial erstreckenden Bereich, der als radial äußere Nabenscheibe 82 wirksam ist und über nach radial innen greifende Ansteuerelemente 84 verfügt, die mit ersten Energiespeichern 86 in Anlage versetzbar sind. Die Energiespeicher 86 verlaufen im Wesentlichen in Umfangsrichtung und stützen sich anderenends an nach radial außen greifenden Ansteuerelementen 88 von Deckblechen 90, 92 ab, welche beispielsweise über Zapfen 93 drehfest zueinander angeordnet sind und gemeinsam als Zwischen-Übertragungselement 94 des Torsionsschwingungsdämpfers 80 wirksam sind.

Im radial inneren Bereich verfügen die Deckbleche 90, 92 über im Wesentlichen nach radial innen ragende Ansteuerelemente 98 für zweite Energiespeicher 100, die sich ebenfalls im Wesentlichen in Umfangsrichtung erstrecken und sich anderenends an im Wesentlichen nach radial außen greifenden Ansteuerelementen 102 einer radial inneren Nabenscheibe 104 abstützen. Die letztgenannte Nabenscheibe

dient als abtriebsseitiges Übertragungselement 106, das, beispielsweise aufgrund eines Schweißvorganges, an der Turbinenradnabe 33 befestigt ist.

Ergänzend soll angemerkt werden, dass aus dem antriebsseitigen Übertragungselement 78 in Verbindung mit den ersten Energiespeichern 86 und dem Zwischen-Übertragungselement 94 eine antriebsseitige Koppelvorrichtung 96 des Torsionsschwingungsdämpfers 80 gebildet wird, während das Zwischen-Übertragungselement 94 zusammen mit den zweiten Energiespeichern 100 und dem abtriebsseitigen Übertragungselement 106 eine abtriebsseitige Koppelvorrichtung 108 bildet.

An einer Angriffsstelle 120 im radialen Erstreckungsbereich des Zwischen-Übertragungselementes 94 radial zwischen den beiden Koppelvorrichtungen 96 und 108 dient der Zapfen 93 in einer Zusatzfunktion zur Befestigung einer Anbindung 110, und zwar am turbinenradseitigen Deckblech 92, wobei die Anbindung 110 andererseits am Turbinenrad 19 befestigt ist, und zwar bevorzugt mittels einer Schweißung 109 an der Turbinenradschale 21. Auf diese Weise ist das Turbinenrad 19 zumindest Teil eines Masseelementes 112, das wirkungsmäßig zwischen den beiden Koppelvorrichtungen 96 und 108 am Zwischen-Übertragungselement 94 angebunden ist. Dieses Masseelement 112 kann weiterhin eine dem Turbinenrad 19 zugeordnete Zusatzmasse 114 aufweisen, die bevorzugt an der Turbinenradschale 21 befestigt ist, beispielsweise durch Schweißung. Mit Vorzug wird diese Zusatzmasse 114 im radial äußeren Bereich des Turbinenrades 19 angeordnet, um dessen Massenträgheit soweit als möglich zu erhöhen.

Da für die antriebsseitige Koppelvorrichtung 96 das Zwischen-Übertragungselement 94 als abtriebsseitiges Bauteil wirksam ist, und dieses aufgrund der Anbindung 110 mit dem Turbinenrad 19 in Festverbindung steht, wirkt die antriebsseitige Koppelvorrichtung 96 wie ein Standarddämpfer. Im Gegensatz dazu dient das Zwischen-Übertragungselement 94 bei der abtriebsseitigen Koppelvorrichtung 108 als antriebsseitiges Bauteil, während das abtriebsseitige Übertragungselement 106 dieser

Koppelvorrichtung 108 zwar mit der Turbinenradnabe 33 drehfest, gegenüber dem Turbinenrad 19 dagegen relativ drehbar ist. Insofern ist die abtriebsseitige Koppelvorrichtung 108 als Turbinendämpfer wirksam, bei dem eine relative Drehbarkeit seines abtriebsseitigen Bauteiles gegenüber dem Turbinenrad Voraussetzung ist.

Insgesamt gesehen, zeigt demnach Fig. 1 einen Torsionsschwingungsdämpfer 80, bei welchem ein Standarddämpfer und ein Turbinendämpfer in einer Baueinheit in Reihe geschaltet sind und sich demnach bezüglich ihrer jeweils spezifischen Wirkungen ergänzen können.

Der Torsionsschwingungsdämpfer 80 gemäß Fig. 2 entspricht bezüglich der konstruktiven Gestaltung der antriebsseitigen Koppelvorrichtung 96 der Ausführung nach Fig. 1, sodass auch hier die antriebsseitige Koppelvorrichtung 96 als Standarddämpfer wirksam ist. Abweichend von Fig. 1 ist allerdings über den Zapfen 93 am turbinenradseitigen Deckblech 92 und damit an der Angriffsstelle 120 des Zwischen-Übertragungselementes 94 eine Anbindung 110 in Form eines Trägers 118 für die Zusatzmasse 114 befestigt, sodass die Letztgenannte gegenüber dem Turbinenrad 19 in Umfangsrichtung relativ verlagerbar ist. Der Träger 118 erstreckt sich, ausgehend von seiner Angriffsstelle 120 am Zapfen 93, im Wesentlichen mit einer erheblichen radialen Komponente nach radial außen, sodass die Zusatzmasse 114 bis in den radial äußeren Bereich des Turbinenrades 19 geführt werden kann. Damit ergibt sich für das aus Zusatzmasse 114 und Träger 118 bestehende Masseelement 112 eine hohe Trägheitswirkung, die am Zwischen-Übertragungselement 94 des Torsionsschwingungsdämpfers 80 wirksam ist.

Bezogen auf die abtriebsseitige Koppelvorrichtung 108 dient das Zwischen-Übertragungselement 94 in Verbindung mit dem Masseelement 112 als antriebsseitiges Bauteil, während das abtriebsseitige Übertragungselement 106 gemeinsam mit dem Turbinenradfuß 31 an der Turbinenradnabe 33 befestigt ist, und zwar vorzugsweise über eine Schweißung 122, wodurch auch die abtriebsseitige Koppelvorrichtung 108 als Standarddämpfer wirksam ist. Der Torsionsschwingungsdämpfer 80

besteht demnach bei dieser Ausführung aus zwei wirkungsmäßig hintereinander geschalteten Standarddämpfern, wobei erst der Angriff des Masseelementes 112 zwischen den beiden Koppelvorrichtungen 96 und 108 die extrem dämpfungsverstärkende Wirkung zweier separat voneinander wirksamer Koppelvorrichtungen erbringt.

- 5 Ohne Anbindung des Masseelementes 112 am Zwischen-Übertragungselement 94 wäre statt dessen das Letztgenannte praktisch als masselos zu betrachten, sodass sich die erfindungsgemäß beschriebene Wirkung nicht einstellen würde.

- 10 Mit Vorzug ist der erwähnte Träger 118 für die Zusatzmasse 114 axial elastisch ausgebildet, sodass die Zusatzmasse 114 bei Einleitung von Taumelbewegungen auf den Torsionsschwingungsdämpfer 80 gewünschte axiale Ausweichbewegungen vollziehen kann.

15

FRP Zi/ke

Bezugszeichenliste

1.	hydrod. Kupplungsanordnung	68.	Reibbeläge
3.	Drehachse	69.	Reibbereich
5 5.	Kupplungsgehäuse	70.	Gegenreibbereich
7.	Gehäusedeckel	50 72.	Verzahnungen
9.	Pumpenradschale	78.	antriebss. Übertragungselement
11.	Pumpenradnabe	80.	Torsionsschwingungsdämpfer
12.	Zapfennabe	82.	radial äußere Nabenscheibe
10 13.	Lagerzapfen	84.	Ansteuerelemente
15.	Befestigungsaufnahme	55 86.	erste Energiespeicher
16.	Flexplate	88.	Ansteuerelemente
17.	Pumpenrad	90,92	Deckbleche
18.	Pumpenradschaufeln	93.	Zapfen
15 19.	Turbinenrad	94.	Zwischen-Übertragungselement
21.	Turbinenradschale	60 96.	antriebss. Koppelvorrichtung
22.	Turbinenradschaufeln	98.	Ansteuerelement
23.	Leitrad	100.	zweite Energiespeicher
24.	hydrodyn. Kreis	102.	Ansteuerelemente
20 25.	Innentorus	104.	radial innere Nabenscheibe
26.	Leitradnabe	65 106.	abtriebss. Übertragungselement
27.	Freilauf	108.	abtriebss. Koppelvorrichtung
28.	Leitradschaufeln	109.	Schweißung
29.	Axiallagerung	110.	Anbindung
25 30.	Stützwelle	112.	Masseelement
31.	Turbinenradfuß	70 114.	Zusatzmasse
32.	Verzahnung	116.	abtriebss. Bauteil
33.	Turbinenradnabe	118.	Träger
34.	Verzahnung	120.	Angriffsstelle
30 35.	Axiallagerung	122.	Schweißung
36.	Getriebeeingangswelle		
37.	Mittenbohrung		
38.	Abdichtung		
40.	Übergangsraum		
35 42.	Strömungsdurchlass		
44.	Axiallagerung		
46.	Kanäle		
48.	Überbrückungskupplung		
50.	Kammer		
40 54.	Kolben		
56.	Kolbenfuß		
58.	Kolbendichtung		
59.	Tangentialblattfedern		
60.	Aufnahmevorrichtung		
45 65.	Lamelle		
66.	Reibbelagträger		

Z F S a c h s A G - S c h w e i n f u r t

Patentanmeldung

Patentansprüche

1. Torsionsschwingungsdämpfer an einer Überbrückungskupplung einer hydrodynamischen Kupplungsanordnung, mit einer antriebsseitigen Koppelvorrichtung, die mit dem Kupplungsgehäuse in Wirkverbindung bringbar und mit einem antriebsseitigen Übertragungselement versehen ist, das über erste Energiespeicher mit einem Zwischen-Übertragungselement verbunden ist, und mit einer abtriebsseitigen Koppelvorrichtung für eine Wirkverbindung des Zwischen-Übertragungselementes über zweite Energiespeicher mit einem abtriebsseitigen Übertragungselement, das mit einem abtriebsseitigen Bauteil der hydrodynamischen Kupplungsanordnung verbunden ist,
dadurch gekennzeichnet, dass
das Zwischen-Übertragungselement (94) an einer Angriffsstelle (120) zwischen den beiden Koppelvorrichtungen (96, 108) ein Masseelement (112) aufnimmt.
2. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet, dass
das Masseelement (112) durch das Turbinenrad (19) sowie eine demselben zugeordnete Zusatzmasse (114) gebildet ist.
3. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 1 oder 2,
dadurch gekennzeichnet, dass
die Zusatzmasse (114) an dem Turbinenrad (19) angebunden ist.

4. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 1,2 oder 3,
dadurch gekennzeichnet, dass
die Zusatzmasse (114) an dem Turbinenrad (19) in dessen radial äußerem
Bereich angebunden ist.
5. Torsionsschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 4,
dadurch gekennzeichnet, dass
das Zwischen-Übertragungselement (94) über eine Anbindung (110) am Tur-
binenrad (19) angreift, welches beabstandet von der Angriffsstelle (120) das
Masseelement (112) aufnimmt.
6. Torsionsschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 5,
dadurch gekennzeichnet, dass
das Turbinenrad (19) gegenüber einer Turbinenradnabe (33) relativ drehbar
angeordnet ist.
7. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 6,
dadurch gekennzeichnet, dass
das Turbinenrad (19) über seinen Turbinenradfuß (31) auf der Turbinenrad-
nabe (33) angeordnet ist.
8. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet, dass
das Masseelement (112) eine vom Turbinenrad (19) unabhängige Zusatz-
masse (114) aufweist.
9. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 8,
dadurch gekennzeichnet, dass

die Zusatzmasse (114) über eine Anbindung (110), die über eine wesentliche Erstreckungskomponente in Radialrichtung verfügt, am Zwischen-Übertragungselement (94) befestigt ist.

- 5 10. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 9,
dadurch gekennzeichnet, dass
die Anbindung (110) als Träger (118) für die Zusatzmasse (114) ausgebildet ist und diese in den radial äußeren Bereich des Turbinenrades (19) verlagert.

- 10 11. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 10,
dadurch gekennzeichnet, dass
der Träger (118) für die Zusatzmasse (114) axial elastisch ausgebildet ist.

12. Torsionsschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 8 bis 11,
15 **dadurch gekennzeichnet, dass**
das Turbinenrad (19) mit seinem Turbinenradfuß (31) drehfest an der Turbinenradnabe (33) aufgenommen ist.

13. Torsionsschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 12,
20 **dadurch gekennzeichnet, dass**
das Zwischen-Übertragungselement (94) durch wenigstens ein Deckblech (92) gebildet ist, das über mit Radialversatz zueinander ausgebildete Ansteuerelemente (88, 98) für die Energiespeicher (86, 100) verfügt und an der Angriffsstelle (120), die radial zwischen den Ansteuerelementen (88, 98) liegt,
25 die Anbindung (110) für das Masselement (112) aufnimmt.

14. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 13,
dadurch gekennzeichnet, dass
dem Deckblech (92) des Zwischen-Übertragungselementes (94) wenigstens
30 ein zweites Deckblech (90) drehfest zugeordnet ist, das ebenfalls über mit Radialversatz zueinander ausgebildete Ansteuerelemente (88, 98) für die E-

nergiespeicher (86, 100) verfügt, und beide Deckbleche (90, 92) sowohl das antriebsseitige Übertragungselement (78) als auch das abtriebsseitige Übertragungselement (106) axial zwischen sich aufnehmen.

- 5 15. Torsionsschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 14,
dadurch gekennzeichnet, dass
das antriebsseitige Übertragungselement (78) mit einem Bauteil (65) der Überbrückungskupplung (48) drehverbunden ist.

- 10 16. Torsionsschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 15,
dadurch gekennzeichnet, dass
das abtriebsseitige Übertragungselement (106) mit einer Turbinenradnabe (33) drehfest verbunden ist, die ihrerseits mit dem abtriebsseitigen Bauteil (116) der hydrodynamischen Kupplungsanordnung (1) drehverbunden ist.

15

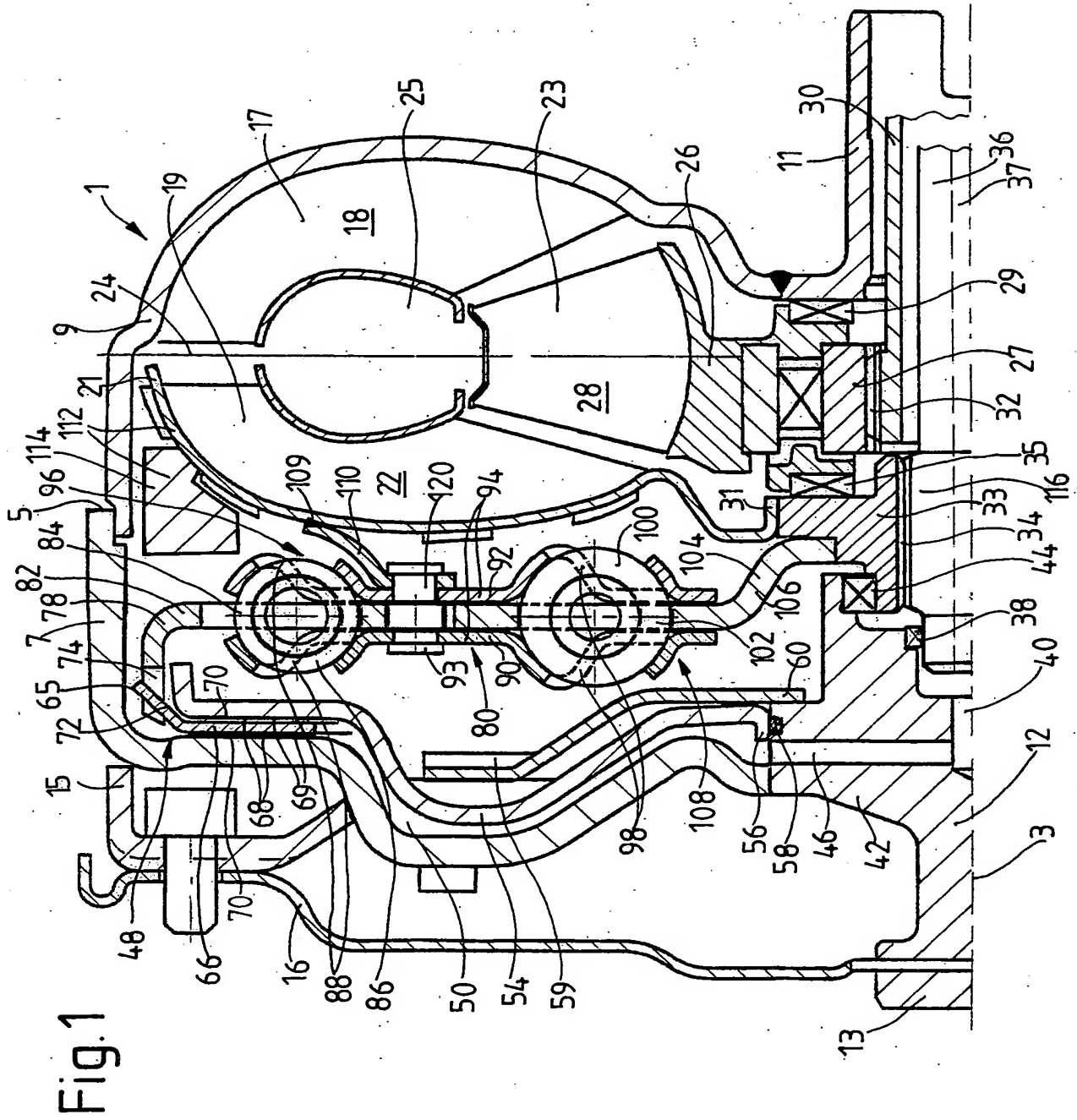
Patentanmeldung

5

Zusammenfassung

Ein Torsionsschwingungsdämpfer an einer Überbrückungskupplung einer hydrody-
10 namischen Kupplungsanordnung verfügt über eine erste Koppelvorrichtung, die mit
dem Kupplungsgehäuse in Wirkverbindung bringbar und mit einem antriebsseitigen
Übertragungselement versehen ist, das über erste Energiespeicher mit einem Zwi-
schen-Übertragungselement verbunden ist, und mit einer zweiten Koppelvorrichtung
für eine Wirkverbindung des Zwischen-Übertragungselementes über zweite Ener-
15 giespeicher mit einem abtriebsseitigen Übertragungselement, das mit einem ab-
triebsseitigen Bauteil der hydrodynamischen Kupplungsanordnung verbunden ist.
Das Zwischen-Übertragungselement nimmt wirkungsmäßig zwischen den beiden
Koppelvorrichtungen ein Masseelement auf.

20



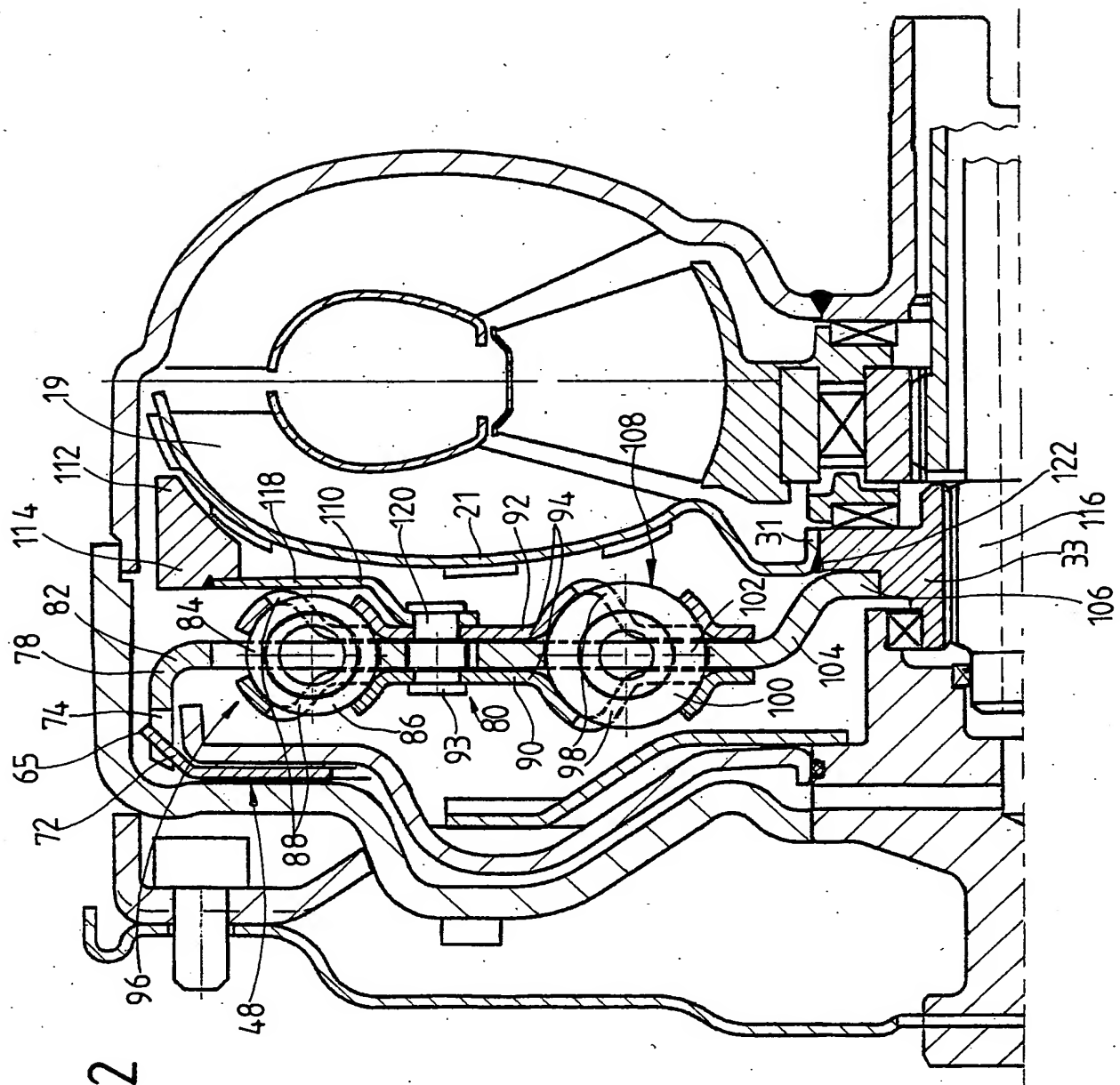


Fig. 2

3/3

Fig. 3

